## Getriebe einer Kleinwindanlage

### Aufgaben

Rotoren von Windanlagen drehen sich mit einer relativ geringen Drehzahl, erzeugen dabei aber ein hohes Drehmoment. Um die erforderliche Netzfrequenz zu erreichen, muss die Generatordrehzahl wesentlich höher sein als die Drehzahl der Rotorwelle. Aus diesem Grund wird die Drehbewegung der Rotorwelle in einem Getriebe übersetzt, bevor sie an die Generatorwelle weitergeleitet wird. In einer Kleinwindanlage wird hierzu das abgebildete Getriebe mit einer Hohlradstufe verwendet. Darin sind die Hohlradwelle (Antrieb) und die Ritzelwelle (Abtrieb) koaxial angeordnet. Der Einfluss der Gewichtskraft der Gussnabe auf die Ritzelwelle und deren Lagerung sowie die Masse des Ritzels sind für die nachfolgenden Berechnungen zu vernachlässigen.



https://i0.wp.com/www.braun-windturbinen.com/wp-content/uploads/2013/12/ANTARIS-9.5-005.jpg?w=700&ssl=1 (abgerufen am 29.06.2021).

1 Die Innenansicht und die Prinzipskizze des Getriebes sind in Material 1 und Material 2 dargestellt. Folgende Daten sind bekannt:

- Hohlrad: $d_H = 600\,\text{mm}$, $z_H = 150$, $n_H = 30\,\text{min}^{-1}$, $M_H = 3985\,\text{Nm}$
- Zwischenrad: $d_Z = 240\,\text{mm}$
- Gesamtwirkungsgrad $\eta_{ges} = 0{,}96$

1.1 Stellen Sie die Größen Teilkreisdurchmesser $d$, Zähnezahl $z$, Drehzahl $n$ und Drehmoment $M$ der einzelnen Zahnräder sowie die Gesamtübersetzung $i_{ges}$ und den Gesamtwirkungsgrad $\eta_{ges}$ des Getriebes in einem Blockschaltbild dar.

**(4 BE)**

1.2 Berechnen Sie die den Teilkreisdurchmesser $d_R$, die Zähnezahl $z_R$, die Drehzahl $n_R$ und das Drehmoment $M_R$ des Ritzels sowie die Umfangskraft $F_{Ru}$ am Ritzel und die Gesamtübersetzung $i_{ges}$ des Getriebes.

**(14 BE)**

2 Zusätzlich zur Umfangskraft $F_{Ru}$ greifen am Ritzel die Radialkraft $F_{Rr} = 4940\,\text{N}$ und die Axialkraft $F_{Ra} = 4640\,\text{N}$, die in positive x-Richtung wirkt, an.

2.1 Machen Sie die Ritzelwelle in Material 3 frei und bestimmen Sie die Lagerreaktionskräfte für die vorgegebene Drehrichtung.

Hinweis: Wenn Sie die Umfangskraft $F_{Ru}$ und den Teilkreisdurchmesser $d_R$ des Ritzels in Aufgabe 1.2 nicht ermittelt haben, ist mit $F_{Ru} = 13000\,\text{N}$ und $d_R = 110\,\text{mm}$ weiterzurechnen.

**(17 BE)**

2.2 Dokumentieren Sie die Querkraft- und Biegemomentverläufe der Ritzelwelle in zwei Ebenen und berechnen Sie das maximale Biegemoment.

Hinweis: Wenn Sie die Lagerreaktionskräfte in Aufgabe 2.1 nicht ermittelt haben, ist mit $|F_{Ex}| = 0\,N$, $|F_{Ey}| = 8000\,N$, $|F_{Ez}| = 3000\,N$, $|F_{Fx}| = 4500\,N$, $|F_{Fy}| = 5000\,N$ und $|F_{Fz}| = 2000\,N$ weiterzurechnen.

**(15 BE)**

3 Für die Ritzelwelle aus 50CrMo4 soll an der Stelle des maximalen Biegemoments eine Festigkeitsbetrachtung erfolgen (Material 4 und 5). Die Welle hat an dieser Stelle einen Durchmesser von $d_{Rw} = 60\,mm$. Bei der Bearbeitung der Welle wurde eine Rautiefe von $R_t = 2\,\mu m$ erreicht. Eine Kerbwirkung ist an dieser Stelle nicht zu berücksichtigen.

3.1 Überprüfen Sie, ob eine Dauerfestigkeit der Ritzelwelle an der Stelle des maximalen Biegemoments gegeben ist, wenn die erforderliche Sicherheit gegen Dauerbruch mit $S_{erf} = 1{,}2$ anzunehmen ist.

Hinweis: Wenn Sie das Drehmoment $M_R$ in Aufgabe 1.2 und das maximale Biegemoment $M_{b,max}$ in Aufgabe 2.2 nicht ermittelt haben, ist mit $M_R = 800\,Nm$ und $M_{b,max} = 4500\,Nm$ weiterzurechnen.

**(12 BE)**

3.2 Ein Nachteil des vorliegenden Getriebes besteht darin, dass die Ritzelwelle durch die einseitige Flankenkraft am Zwischenrad auf Biegung beansprucht wird. Zeigen Sie eine Möglichkeit auf, die Biegebeanspruchung der Ritzelwelle zu vermeiden.

**(4 BE)**

4 Für das Lager F (Material 2) der Ritzelwelle wurde ein Zylinderrollenlager DIN 625-NUP210-E-XL-TVP2 gewählt.

4.1 Weisen Sie nach, dass das gewählte Zylinderrollenlager für eine vorgesehene Betriebsdauer von 25 Jahren ausreichend dimensioniert ist.

Hinweis: Wenn Sie die Drehzahl der Ritzelwelle in Aufgabe 1.2 und die Lagerreaktionskräfte in Aufgabe 2.1 nicht ermittelt haben, ist mit $n_R = 175\,min^{-1}$, $|F_{Fx}| = 4500\,N$, $|F_{Fy}| = 5000\,N$ und $|F_{Fz}| = 2000\,N$ weiterzurechnen.

**(12 BE)**

4.2 Analysieren Sie die Lagersituationen an der Zwischenrad- und der Hohlradwelle (Material 2) und wählen Sie geeignete Lagerarten für die jeweilige Lageranordnung aus.

**(6 BE)**

5 Das Hohlrad besteht aus einem Zahnkranz, der mit einer Gussnabe aus EN-GJS-400-18 verbunden ist. Das Drehmoment aus der Rotorbewegung wird mittels einer Passfederverbindung von der Hohlradwelle auf die Gussnabe übertragen. Die Hohlradwelle hat einen Durchmesser von $d_{Hw} = 100\,mm$.
Dimensionieren Sie die Passfeder nach DIN 6885 Form B anhand der in der Nabe zulässigen Flächenpressung und nennen Sie die normgerechte Bezeichnung dieser Passfeder.

Hinweis: Die zulässigen Werte für die Flächenpressung sind über die Zugfestigkeit $R_m$ mit 2,5-facher Sicherheit zu ermitteln.

**(10 BE)**

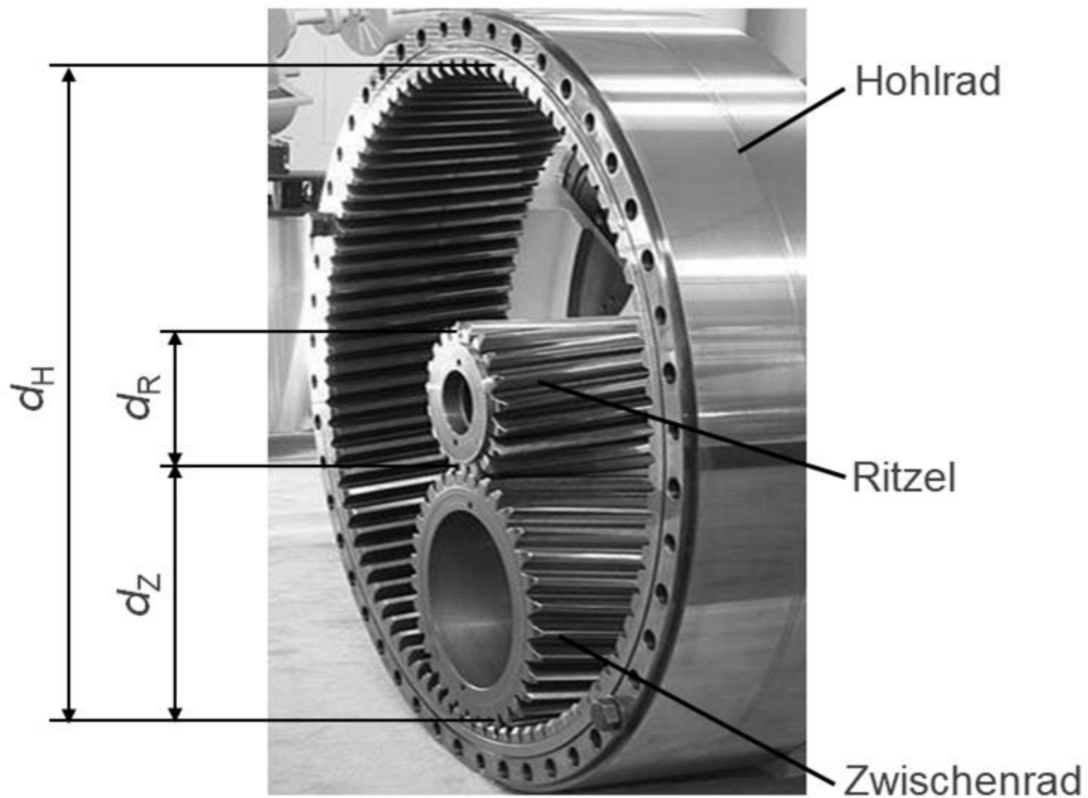
6 Windkraftanlagen werden hauptsächlich aerodynamisch über das Verstellen der Rotorblätter gebremst. Zusätzlich findet man hydraulische Scheibenbremsen, die beispielsweise zur Not-Abschaltung und zum manuellen Stopp bei der Wartung oder bei Reparaturarbeiten eingesetzt werden. Eine Abbildung der verbauten Doppel-Kolben-Rotorbremse mit ihren Kennwerten ist in Material 6 dargestellt.
Berechnen Sie das maximale Bremsmoment $M_{Br}$ der Rotorbremse und geben Sie an, ob die Rotorbremse für eine Sicherheit von $S = 10$ ausreichend dimensioniert ist.

Hinweis: Wenn Sie das Drehmoment $M_R$ in Aufgabe 1.2 nicht ermittelt haben, ist mit $M_R = 800\,Nm$ weiterzurechnen.

**(6 BE)**

**Material 1**

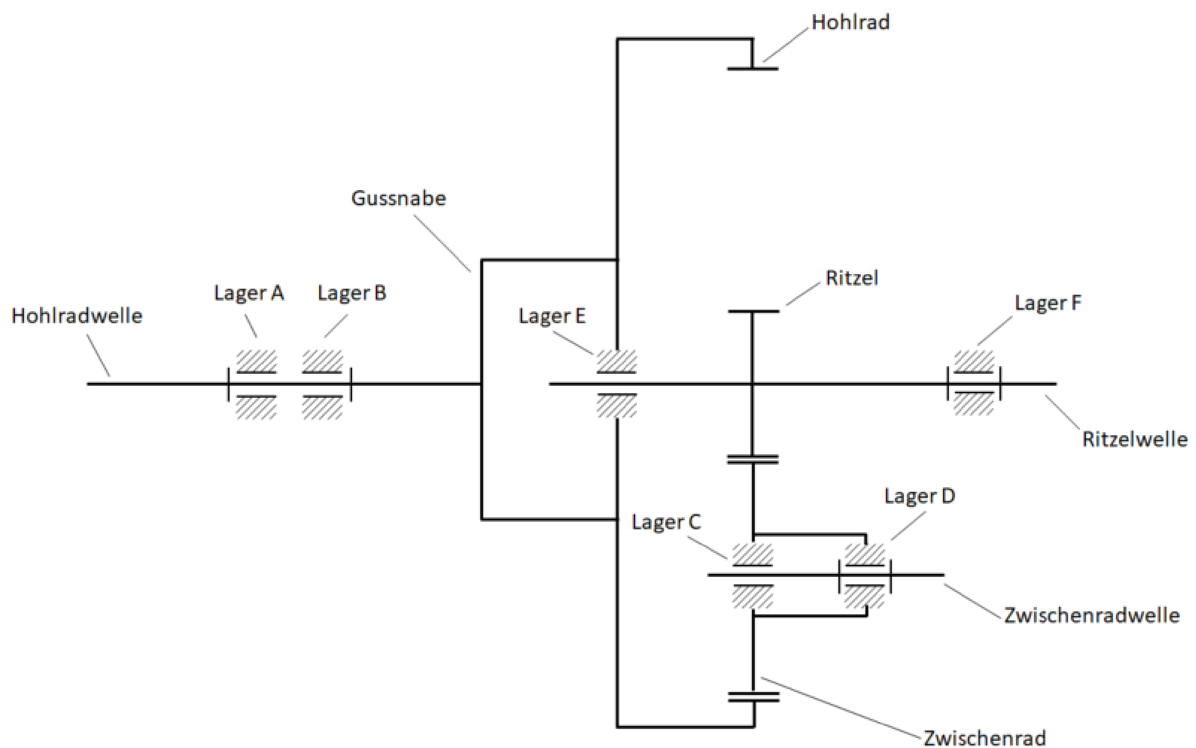
## Innenansicht des Getriebes der Kleinwindanlage




geändert nach https://cdn1.vogel.de/unsafe/540x0/smart/images.vogel.de/vogelonline/bdb/209700/209711/original.jpg (abgerufen am 29.06.2021).

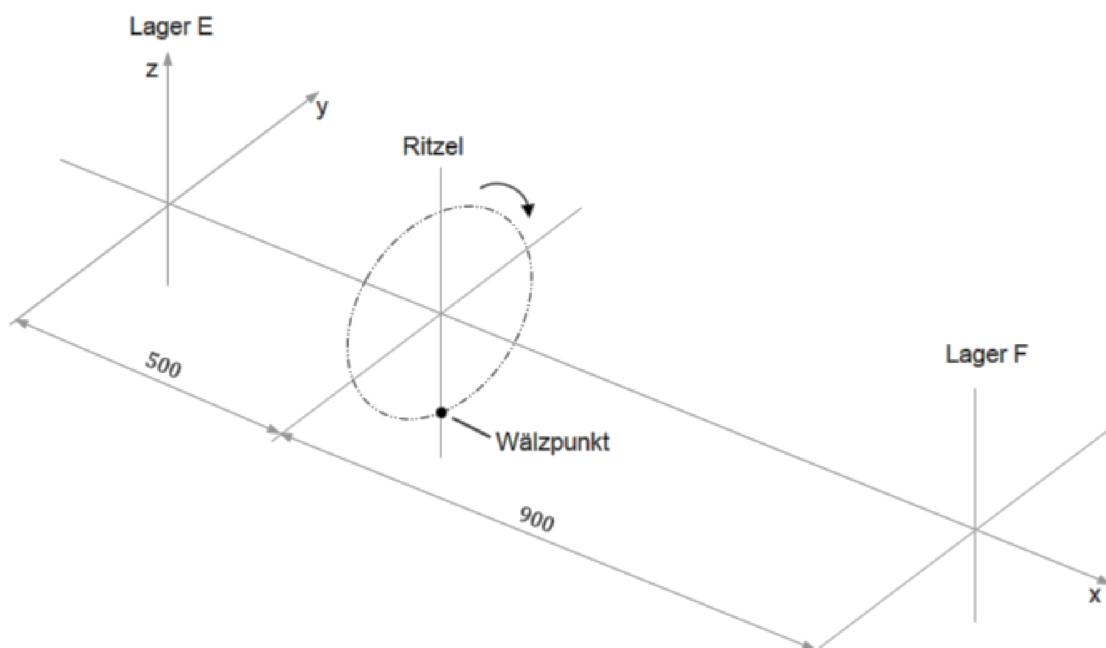
## Material 2

## Prinzipskizze des Getriebes (nicht maßstabsgetreu)




## Material 3

## Ersatzskizze der Ritzelwelle



## Material 4

## Festigkeitskennwerte

**Tabelle 5.8** Festigkeitswerte für Stähle (alle Werte in N/mm²)

| Werkstoff | $R_m$ | $R_e, R_{p0,2}$ | $\sigma_{zd\,Sch}$ | $\sigma_{zd\,W}$ | $\sigma_{b\,Sch^{5)}}$ | $\sigma_{b\,W}$ | $\tau_{t\,Sch^{6)}}$ | $\tau_{t\,W}$ | Elastizitätsmodul $E$ | Schubmodul $G$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| S235JR | 360 | 235 | 158 | 160 | 270 | 180 | 115 | 105 | 210000 | 80000 |
| S275JO | 430 | 275 | 185 | 195 | 320 | 215 | 140 | 125 | 210000 | 80000 |
| E295 | 490 | 295 | 205 | 220 | 370 | 245 | 160 | 145 | 210000 | 80000 |
| S355JO | 510 | 355 | 215 | 230 | 380 | 255 | 165 | 150 | 210000 | 80000 |
| E335 | 590 | 335 | 240 | 265 | 435 | 290 | 200 | 170 | 210000 | 80000 |
| E360 | 690 | 360 | 270 | 310 | 500 | 340 | 220 | 200 | 210000 | 80000 |
| 50 CrMo4[2)] | 1100 | 900 | 385 | 495 | 785 | 525 | 350 | 315 | 210000 | 80000 |
| 20 MnCr5[3)] | 1200 | 850 | 365 | 480 | 765 | 510 | 335 | 305 | 210000 | 80000 |
| 34 CrAlNi7[4)] | 900 | 680 | 335 | 405 | 650 | 435 | 300 | 260 | 210000 | 80000 |

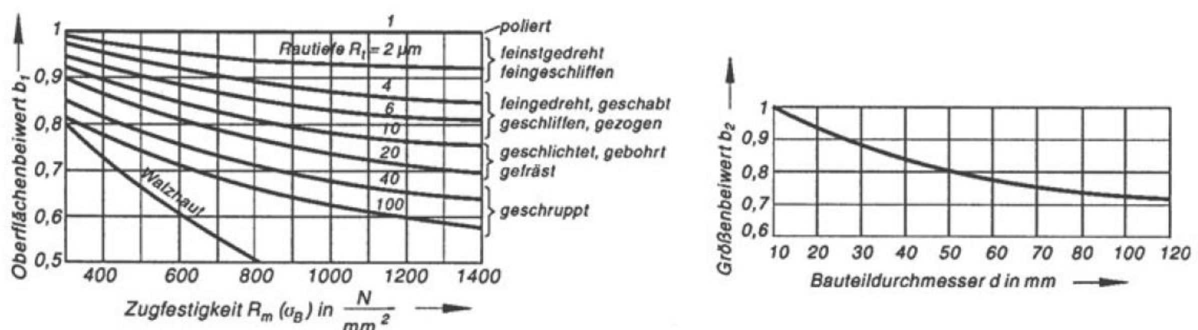
[1)] Richtwerte für $d_B < 16$ mm, [2)] Vergütungsstahl, [3)] Einsatzstahl, [4)] Nitrierstahl,
[5)] berechnet mit $1{,}5 \cdot \sigma_{bW}$, [6)] berechnet mit $1{,}1 \cdot \tau_{tW}$

Alfred Böge: Technische Mechanik, Braunschweig 2011, S. 384.

## Material 5

## Beiwerte zur Überprüfung der Dauerfestigkeit

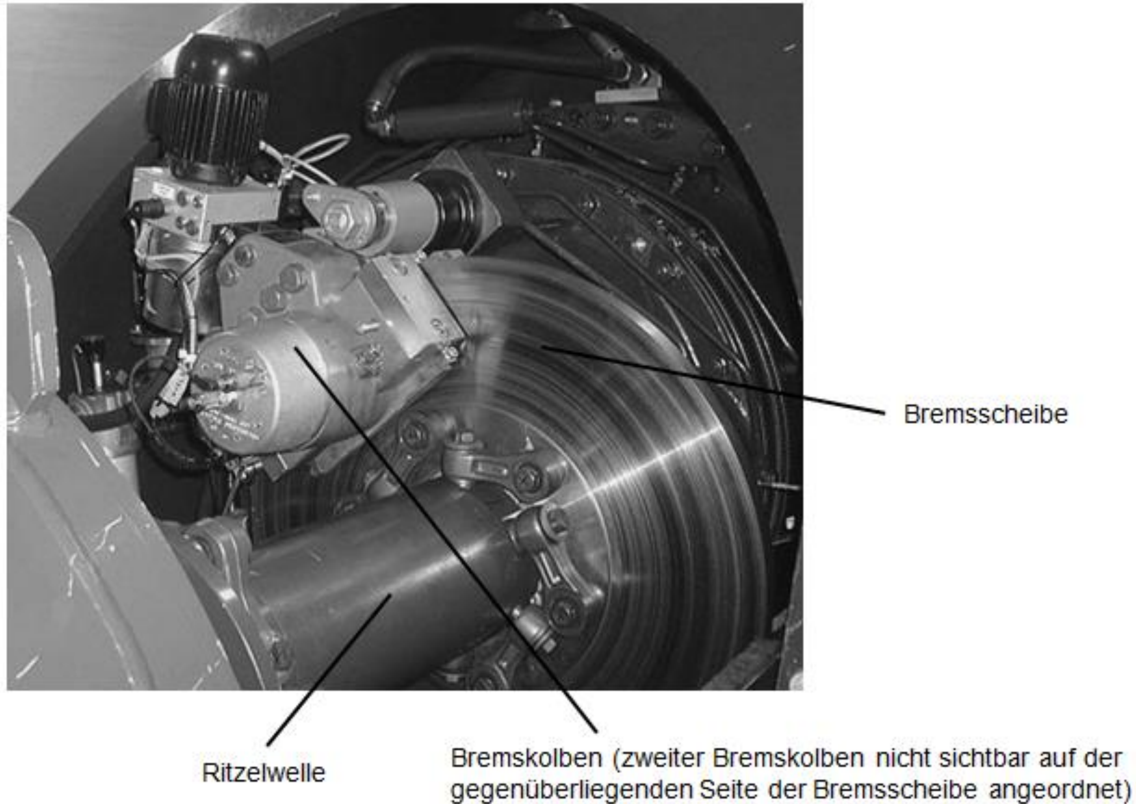
Oberflächenbeiwert $b_1$ und Größenbeiwert $b_2$ für Kreisquerschnitte




Alfred Böge: Formeln und Tabellen zur Technischen Mechanik, Braunschweig, 2011, S. 40.

**Material 6**

## Abbildung und Kennwerte der verbauten Rotorbremse




geändert nach https://www.wind-energie.de/fileadmin/_processed_/9/c/csm_maschinenhaus-scheibenbremse-svenborg_bae85a11cd.jpg (abgerufen am 29.06.2021).

## Kennwerte

| | |
|---|---|
| Bremskolbenfläche $A$ | 11310 mm$^2$ |
| Betriebsdruck $p$ | 100-115 bar |
| Wirksamer Bremsscheibendurchmesser $d_w$ | 400 mm |
| Reibkoeffizient $\mu_R$ | 0,3 |